

Hydraulic control system for a press.

Publication number: DE3734329

Publication date: 1989-04-20

Inventor: STOCKBAUER GERT DIPL ING (DE); WALTER HEINZ
ING GRAD (DE); WEIGLE DIETER (DE)

Applicant: BOSCH GMBH ROBERT (DE)

Classification:




- **International:** **B30B15/16; B30B15/16;** (IPC1-7): B30B15/20

- **European:** B30B15/16B

Application number: DE19873734329 19871010

Priority number(s): DE19873734329 19871010

Also published as:

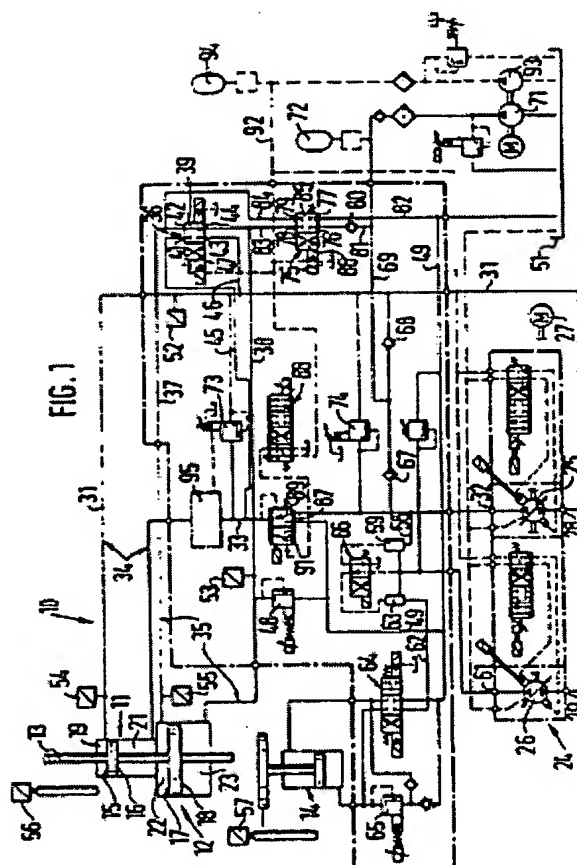
 EP0311779 (A2)
 EP0311779 (A3)
 EP0311779 (B1)

Report a data error here

Abstract not available for DE3734329

Abstract of corresponding document: **EP0311779**

A hydraulic control system (10) for a press having a rapid-motion cylinder (11) and a pressing cylinder (12) is proposed which, in combination with a high number of strokes and with cylinders (11, 12) operated in closed hydraulic circuits (34, 35), keeps the energy losses, and thus the oil heating, as low as possible. For this purpose, cylinders (11, 12), whose respective piston surfaces (15, 16, 17, 18) are the same size, are used of which at least the rapid-motion cylinder (11) is operated in a closed hydraulic circuit (34) having a highly dynamic, reversible control pump (24) as the actuating member, so that structural elements which produce energy losses, such as accumulators and servo valves, are dispensed with in the power circuit. Oil in the closed circuit (35) of the pressing cylinder (12), which is prestressed to a high system pressure, is circulated upwards and downwards during rapid feed movements and the lower piston chamber (23) in the pressing cylinder (12) is relaxed in a controlled manner via a pressure-limiting valve (48) only during pressing, energy from the decompression operation being used for the build-up of pressing power which is carried out by the control pump (24) in that the two cylinders (11, 12) are connected in parallel during pressing by means of a reversed directional control valve (36). Heat due to energy losses is removed as a result of oil exchange controlled by throttle valves (75, 87).



Data supplied from the esp@cenet database - Worldwide



DEUTSCHES
PATENTAMT

21 Aktenzeichen: P 37 34 329.7
22 Anmeldetag: 10. 10. 87
43 Offenlegungstag: 20. 4. 89

DE 3734329 A1

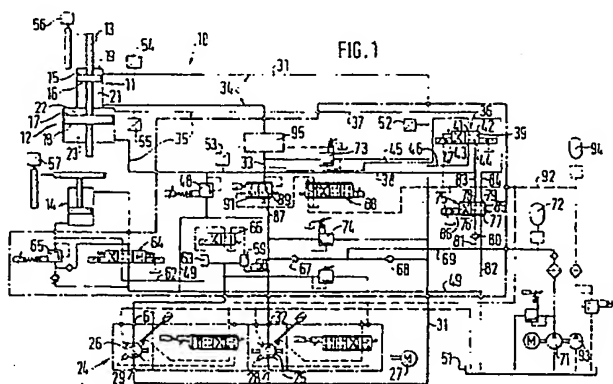
71 Anmelder:
Robert Bosch GmbH, 7000 Stuttgart, DE

72 Erfinder:
Stockbauer, Gert, Dipl.-Ing., 7140 Ludwigsburg, DE;
Walter, Heinz, Ing.(grad.), 7255 Rutesheim, DE;
Weigle, Dieter, 7140 Ludwigsburg, DE

Prüfungsantrag gem. § 44 PatG ist gestellt

54 Hydraulische Steuereinrichtung für eine Presse

Es wird eine hydraulische Steuereinrichtung (10) für eine Presse mit einem Eilgangzylinder (11) und einem Preßzylinder (12) vorgeschlagen, die bei hoher Hubzahl und mit in geschlossenen hydraulischen Kreisen (34, 35) betriebenen Zylindern (11, 12) die Energieverluste und damit die Ölerwärmung möglichst niedrig hält. Dazu werden Zylinder (11, 12) mit jeweils gleich großen Kolbenflächen (15, 16, 17, 18) verwendet, von denen zumindest der Eilgangzylinder (11) in einem geschlossenen hydraulischen Kreis (34) mit einer hochdynamischen, reversiblen Regelpumpe (24) als Stellglied betrieben wird, so daß Energieverluste erzeugende Bauelemente wie Speicher und Servoventil im Leistungskreis entfallen. Auf hohen Systemdruck vorgespanntes Öl im geschlossenen Kreis (35) des Preßzylinders (12) wird bei Eilvorschüben aufwärts und abwärts umgewälzt und lediglich beim Pressen wird der untere Kolben (23) im Preßzylinder (12) von einem Druckbegrenzungsventil (48) gesteuert entlastet, wobei Energie aus dem Dekompressionsvorgang für den von der Regelpumpe (24) durchgeführten Preßdruckaufbau genutzt wird, indem beide Zylinder (11, 12) beim Pressen durch ein umgeschaltetes Wegeventil (36) parallelgeschaltet sind. Durch über Drosselventile (75, 87) gesteuerten Ölaustausch wird Verlustwärme abgeführt.



DE 3734329 A1

Stand der Technik

Die Erfindung geht aus von einer hydraulischen Steuereinrichtung für eine Presse nach der Gattung des Hauptanspruchs. Es ist schon eine solche Pressensteuerung aus der Zeitschrift VDI-Z 123 (1981) Nr. 13 — Juli, Seiten M 158, 159, insbesondere Bild 14 bekannt, die einen Eilgangzylinder und einen Preßzylinder verwendet und mit einer hydraulischen Vorspannung arbeitet. Diese Steuereinrichtung verwendet als Druckmittelquelle eine Verstellpumpe mit einem großvolumigen Energiespeicher, dessen Hochdruck beim Eilgang abwärts bereits beide Kolbenseiten des Preßzylinders beaufschlagt, so daß in Arbeitsphase die Preßkraft durch Entlasten der unteren Zylinderseite geschieht. Die bereits vor der Arbeitsphase gespeicherte Leistung wird beim eigentlichen Pressen abgerufen, wodurch die Vorspannhydraulik zu relativ hohen Zykluszahlen der Presse führt. Nachteilig bei dieser Pressen-Steuereinrichtung ist nun, daß der Eilgangzylinder über ein 4Wege-3Stellungs-Ventil mit einer nachgeschalteten Drosselstelle angesteuert wird. Für die Funktion Eilgang abwärts wird lediglich ein relativ niedriger Druck benötigt, während jedoch die angeschlossene Verstellpumpe mit Speicher einen hohen Systemdruck zur Verfügung stellt. Über die Drosselstelle entsteht deshalb ein beträchtlicher Druckabfall und damit verbunden eine Ölerwärmung, die aus dem System wieder abgeführt werden muß. Diese Energieverluste in Form von Erwärmung beeinflussen die Maschinenfunktion stark nachteilig. Ferner ist es ungünstig, daß der Preßzylinder beim Arbeitshub in einem offenen Kreis arbeitet, wobei das Dekompressionsvolumen ausschließlich zum Tank abgebaut werden kann, so daß Energieverluste auftreten. Fernerhin benötigt diese Steuereinrichtung eine spezielle Zylinderkombination, bei welcher der Preßzylinder als Differentialzylinder und der Eilgangzylinder mit einem Schnellschlußkolben ausgeführt wird, was zu einer relativ aufwendigen Bauweise führt. Außerdem erfüllt die gezeigte Steuereinrichtung lediglich geringe Genauigkeitsanforderungen, zumal auch keine Regelung bei ihr beabsichtigt ist. Weiterhin eignet sich diese Steuereinrichtung auch nicht zum Ansteuern eines zusätzlichen Ziehkissenzylinders.

Vorteile der Erfindung

Die erfindungsgemäße hydraulische Steuereinrichtung für eine Presse mit den kennzeichnenden Merkmalen des Hauptanspruchs hat demgegenüber den Vorteil, daß sie bei geringerem Energieverbrauch höhere Zykluszahlen ermöglicht. Damit einher geht eine geringere Ölaufheizung des Druckmittels, was sich positiv auf die Funktion der Presse auswirkt. Durch das Arbeiten der Zylinder mit hydraulischer Vorspannung und in weitgehend geschlossenen hydraulischen Kreisen wird erreicht, daß bei den Kompressionsvorgängen möglichst wenig Energie verloren geht und damit die Ölerwärmung reduziert wird. Besonders vorteilhaft ist dabei, daß die reversierbaren Regelpumpen selbst die Funktion von Stellgliedern übernehmen und damit teure Servo- bzw. Regelventile im Leistungskreis entfallen. Hinzu kommt noch, daß die Regelpumpe weichere Übergänge erlaubt, insbesondere bei der Umsteuerung der Bewegung der Zylinder sowie beim Nulldurchgang der Drück-

ke. Ferner erlaubt die Steuereinrichtung auch einen geringeren Bauaufwand, da sowohl der Preßzylinder wie auch der Eilgangzylinder beidseits mit jeweils gleich großen Kolbenflächen ausgebildet werden können.

5 Zudem läßt sich die hydraulische Steuereinrichtung mit Einbauventiltechnik relativ platzsparend und kostengünstig ausführen.

Durch die in den Unteransprüchen aufgeführten Maßnahmen sind vorteilhafte Weiterbildungen und Verbesserungen der im Hauptanspruch angegebenen hydraulischen Steuereinrichtung möglich. Besonders vorteilhaft ist es, wenn die Steuereinrichtung nach Anspruch 2 in einem elektrohydraulischen Regelkreis betrieben wird, wodurch sich Genauigkeit, Leistung und Dynamik erheblich verstärken lassen. Äußerst zweckmäßig ist die Ausbildung nach Anspruch 3, in der als Regelpumpe zwei einzelne Pumpen in Form einer Tandempumpe verwendet werden, wodurch einmal eine kleinere Einzelpumpengröße verwendbar ist und vor allem bei einer Funktion Eilgang Heben die beiden Teilströme getrennt voneinander einmal für den Preßzylinder und zum anderen für den Ziehkissenzylinder verwendet werden können. Eine Ausbildung nach Anspruch 4 begünstigt bei verringertem Bauaufwand eine Schaltung mit besserer Energieausnutzung. Besonders günstig für hohe Hubzahlen ist eine Ausbildung nach Anspruch 5, wodurch die im Preßzylinder vorhandene Energie beim Dekompressionsvorgang möglichst gut ausgenutzt wird für den Arbeitshub, wobei der Eilgangzylinder praktisch wie in einem geschlossenen, hydraulischen Kreis arbeitet. Vorteilhaft sind ferner Ausbildungen nach den Ansprüchen 6 bis 9, die relativ einfache Ausführungen bei niedrigem Aufwand ermöglichen und dabei die Ziele der Steuereinrichtung unterstützen. Besonders zweckmäßig sind ferner Ausbildungen nach den Ansprüchen 10 und 11, wodurch beim Betrieb des Eilgangzylinders bzw. des Preßzylinders jeweils ein wirksamer Ölaustausch durchführbar ist, um die in geschlossenen hydraulischen Kreisen unvermeidbare Ölaufheizung innerhalb eines erlaubten Temperaturbereiches zu halten. Dabei ergeben sich bei Ausführungen nach den Ansprüchen 12 bis 14 zweckmäßige Ausgestaltungen, so daß der Ölaustausch ohne nachteilige Beeinflussung einer genauen Regelung durchführbar ist. Gemäß Anspruch 15 läßt sich diese Ölaustausch-Steuerung im Zusammenhang mit der Pressen-Steuerung sicher automatisieren. Weitere vorteilhafte Ausgestaltungen ergeben sich aus der Beschreibung und der Zeichnung.

Zeichnung

Ein Ausführungsbeispiel der Erfindung ist in der Zeichnung dargestellt und in der nachfolgenden Beschreibung näher erläutert. Es zeigen

55 Fig. 1 eine hydraulische Steuereinrichtung für eine Presse in stark vereinfachter Darstellung,

Fig. 2 eine elektrische Steuervorrichtung zum Ansteuern der Steuereinrichtung nach Fig. 1 und Fig. 3 ein Leistungsdiagramm, nach dem die Steuereinrichtung nach Fig. 1 betrieben wird.

Beschreibung des Ausführungsbeispiels

Die Fig. 1 zeigt eine hydraulische Steuereinrichtung 65 10 für eine Presse, die einen Eilgangzylinder 11 sowie einen mit diesem mechanisch gekoppelten Preßzylinder 12 aufweist. Beide Zylinder 11, 12 weisen eine durchgehende Kolbenstange 13 auf, deren werkzeugseitigem

Ende noch ein Ziehkissenzylinder 14 zugeordnet ist. Die wirksame Kolbenfläche des Preßzylinders 12 ist wesentlich größer ausgebildet als diejenige des Eilgangzylinders 11.

Die Kolben beider Zylinder 11, 12 haben jeweils gleich große Kolbenflächen 15, 16 bzw. 17, 18. Im Eilgangzylinder 11 ist dadurch eine obere Zylinderkammer 19 von einer unteren Zylinderkammer 21 getrennt, während in entsprechender Weise im Preßzylinder 12 ein oberer Kolbenraum 22 von einem unteren Kolbenraum 23 getrennt ist.

Zur Druckmittelversorgung der Zylinderantriebe 11, 12, 14 ist eine hochdynamische, reversierbare Regelpumpe 24 vorgesehen, die hier als Tandempumpe aus zwei einzelnen, gleich großen Radialkolbenpumpen 25, 26 gebildet wird. Die erste (25) wie die zweite Radialkolbenpumpe 26 werden gemeinsam von einem Motor 27 angetrieben und werden jeweils elektrisch über ein Regelventil angesteuert, wobei sich mit Hilfe eines integrierten Lageregelkreises ein linearer Zusammenhang zwischen der elektrischen Sollwertvorgabe und der Einstellung des Hubringes und somit des Förderstromes ergibt. Eine solche Regelpumpe für eine einzige Durchströmrichtung ist z.B. aus der Zeitschrift Ölhydraulik und Pneumatik 31 (1987), Nr. 2, Seite 89, oberes linkes Bild in vereinfachter Form dargestellt. Mit dieser Regelpumpe 24 in Form einer Tandempumpe sind Stellzeiten erreichbar, die beträchtlich unterhalb eines Wertes von 100 ms bleiben.

Ein erster Arbeitsanschluß 28 der ersten Pumpe 25 sowie der erste Arbeitsanschluß 29 der zweiten Pumpe 26 sind zueinander parallel über eine erste Arbeitsleitung 31 an die obere Zylinderkammer 19 des Eilgangzylinders 11 angeschlossen. Von einem zweiten Arbeitsanschluß 32 der ersten Pumpe 25 führt eine zweite Arbeitsleitung 33 zur unteren Zylinderkammer 21 im Eilgangzylinder 11. Beide Arbeitsleitungen 31, 33 bilden somit mit der Regelpumpe 24 und dem Eilgangzylinder 11 einen in sich geschlossenen, hydraulischen, ersten Kreis 34.

Einen zweiten hydraulischen, geschlossenen Kreis bildet eine Ringleitung 35, welche den oberen Kolbenraum 22 im Preßzylinder 12 mit dem zugehörigen unteren Kolbenraum 23 verbindet. In diese Ringleitung 35 ist ein 4/2-Wegeventil 36 geschaltet, das die Ringleitung 35 in eine zum oberen Kolbenraum 22 führende erste Hauptleitung 37 und in eine zum unteren Kolbenraum 23 führende zweite Hauptleitung 38 teilt. In der gezeichneten ersten Schaltstellung 39 des elektrohydraulisch vorgesteuerten Wegeventils 36 sind die beiden Hauptleitungen 37, 38 über einen zweiten und einen vierten Anschluß 42 bzw. 44 miteinander verbunden. Gleichzeitig sind in dieser ersten Schaltstellung 39 beide anderen Anschlüsse 41, 43 blockiert, wobei vom ersten Anschluß 41 eine erste Hilfsleitung 45 zur zweiten Arbeitsleitung 33 führt, während der dritte Anschluß 43 über eine zweite Hilfsleitung 46 mit der ersten Arbeitsleitung 31 in Verbindung steht. Das Wegeventil 36 ist aus seiner ersten Schaltstellung 39 in eine Kreuzstellung 47 schaltbar, wodurch der Preßzylinder 12 bei gleichem Wirkungssinn wie der Eilgangzylinder 11 parallel zu ihm an die Regelpumpe 24 angeschlossen ist. Zur Drucksteuerung im unteren Kolbenraum 23 des Preßzylinders 12 ist an die zweite Hauptleitung 38 ein elektrisch verstellbares, vorsteuerbares Druckbegrenzungsventil 48 angeschlossen, von dessen Ausgangsseite eine Rücklaufleitung 49 zu einem Tank 51 führt.

Für die Steuerung und Regelung der Steuereinrich-

tung 10 werden eine Reihe von Istwerten verwendet, wozu an die erste Arbeitsleitung 31 ein erster, elektrohydraulischer Druckgeber 52 sowie an die zweite Hauptleitung 38 ein zweiter Druckgeber 53 angeschlossen sind. Ferner ist in der ersten Arbeitsleitung 31 bzw. in der ersten Hauptleitung 37 jeweils ein erster (54) bzw. zweiter Temperatugeber 55 angeordnet, die von der Erwärmung des Druckmittels abhängige Signale an eine elektrische Steuereinrichtung melden, auf die erst später näher eingegangen wird. Darüber hinaus wird der Hub der Kolbenstange 13 sowie der Hub des Ziehkissenzylinders 14 jeweils über einen elektromechanischen Weggeber 56 bzw. 57 abgefragt und deren Signale an die elektrische Steuereinrichtung zur Weiterverarbeitung gemeldet.

Von der zweiten Arbeitsleitung 33 wird im Bereich der ersten Pumpe 25 eine Zweigleitung 58 abgezweigt, die über eine erste Ventilpatrone 59 zu einem zweiten Arbeitsanschluß 61 der zweiten Regelpumpe 26 führt. Von dieser Zweigleitung 58 geht im Bereich zwischen der ersten Ventilpatrone 59 und der zweiten Pumpe 26 eine Zulaufleitung 62 ab, die über eine zweite Ventilpatrone 63 zu einem Steuerventil 64 geführt ist, das die Steuerung des Ziehkissenzylinders 14 übernimmt, wobei für eine Tauchkolbenschalung dieses Ziehkissenzylinders 14 dem Steuerventil 64 noch in an sich bekannter Weise ein zweites Druckregelventil 65 zugeordnet ist. Die beiden Ventilpatronen 59, 63 werden von einem 4/2-Wege-Vorsteuerventil 66 angesteuert.

Um bei Bedarf das Nachfüllen von Druckmittel in den ersten geschlossenen Kreis 34 zu ermöglichen, stehen die beiden Arbeitsleitungen 31, 33 jeweils über ein zu ihnen hin öffnendes Rückschlagventil 67, 68 mit einer Speiseleitung 69 in Verbindung, welche an die Druckseite einer Füllpumpe 71 angeschlossen ist. Dieser Füllpumpe 71 ist ein Hydrospeicher 72 zugeordnet, der mit relativ niedrigen Drücken arbeitet. Ferner sind die beiden Arbeitsleitungen 31, 33 jeweils durch ein verstellbares Druckbegrenzungsventil 73 bzw. 74 zur jeweils anderen Arbeitsleitung 33 bzw. 31 hin abgesichert.

Die hydraulische Steuereinrichtung 10 weist zur Steuerung eines Ölaustausches in dem zweiten hydraulischen geschlossenen Kreis 35 ein erstes Drosselventil 75 auf, das als proportional arbeitendes Ventil mit vier Anschlüssen 76 bis 79 ausgebildet ist. Sein erster Anschluß 76 steht über eine Versorgungsleitung 81 mit einem Rückschlagventil 80 mit der Speiseleitung 69 in Verbindung. Vom zweiten Anschluß 77 des Drosselventils 75 führt eine Tankleitung 82 zum Tank 51. Der dritte Anschluß 78 steht über eine Abführleitung 83 mit der zweiten Hauptleitung 38 in Verbindung, während von der ersten Hauptleitung 37 eine Fülleleitung 84 zum vierten Anschluß 79 führt. Das erste Drosselventil 75 weist eine federzentrierte Grundstellung 85 auf, in der es alle Anschlüsse 76 bis 79 hydraulisch blockiert, während es durch mehr oder weniger starke Auslenkung in Richtung einer Drosselstellung 86 verstellbar ist, in welcher die Versorgungsleitung 81 mit der Fülleleitung 84 bzw. die Abführleitung 83 mit der Tankleitung 82 verbunden wird.

Darüber hinaus weist die Steuereinrichtung 10 zur Steuerung des Ölaustausches in dem ersten geschlossenen Kreis 34 ein zweites Drosselventil 87 auf; das zweite Drosselventil 87 ist ein proportional arbeitendes, von einem Vorsteuerventil 88 ansteuerbares Ventil, das unmittelbar in die zweite Arbeitsleitung 33 im Bereich zwischen dem Eilgangzylinder 11 und der Zweigleitung 58 geschaltet ist. Es hat eine federzentrierte Ausgangs-

stellung 89, in welcher es die beiden Abschnitte der zweiten Arbeitsleitung 33 miteinander verbindet und von der Rücklaufseite 49 trennt. Das mit drei Anschlüssen ausgebildete zweite Drosselventil (87) ist in Richtung einer Drosselstellung 91 auslenkbar, in der es den mit dem Eilgangzylinder 11 verbundenen Abschnitt der zweiten Arbeitsleitung 33 mit der Rücklaufleitung 49 verbindet, während der zur Regelpumpe 24 führende Abschnitt der zweiten Arbeitsleitung 33 blockiert ist. Das zweite Drosselventil 87 arbeitet wie das erste Drosselventil 75 proportional und ist stufenlos zwischen seinen Endstellungen verstellbar.

Die beiden Drosselventile 75, 87, das zugehörige Vorsteuerventil 88, die beiden Regelventile für die Ansteuerung der Pumpen 25, 26 sowie das 4/2-Wegeventil 36 sind zum Zwecke ihrer Betätigung in einen Steuerkreis 92 geschaltet, der auch eine Steuerölpumpe 93 sowie einen zugeordneten Energiespeicher 94 aufweist.

Um den gesetzlichen Vorschriften zu genügen, ist in die zweite Arbeitsleitung 33, und zwar in den Bereich zwischen Eilgangzylinder 11 und zweitem Drosselventil 87, eine den Unfallverhütungsvorschriften genügende Ventilvorrichtung 95 geschaltet, welche in an sich bekannter Weise die zwei in Serie zueinander liegenden, getrennt ansteuerbaren Absperrventile aufweist.

In Fig. 2 wird näher gezeigt, wie die stark vereinfacht dargestellte hydraulische Steuereinrichtung 10 nach Fig. 1 in einem elektrohydraulischen Regelkreis 96 liegt. Dieser Regelkreis 96 weist eine elektronische Steuereinrichtung 97 auf, in welcher die Istwerte zumindest von Weggeber 56, Druckgeber 52 und Temperaturregler 54 zusammen mit anderen Daten verarbeitet werden, welche die elektronische Steuereinrichtung 97 über einen Datenbus 98 aus einem elektrischen Steuergerät 99 für die allgemeine Maschinensteuerung erhält. Von der elektronischen Steuereinrichtung 97 werden in nicht näher gezeichneter Weise, abhängig von den jeweils geltenden Reglerkennlinien, die gesamten Regler- bzw. Steuerventile angesteuert, von denen die reversierbaren Regelpumpen 25, 26 besonders dargestellt sind, welche zudem jeweils in einem unterlagerten Regelkreis 101 bzw. 102 liegen. Die beiden Radialkolbenpumpen 25, 26 sind von der elektronischen Steuereinrichtung dabei gemeinsam wie auch getrennt steuerbar.

Die Wirkungsweise der hydraulischen Steuereinrichtung 10 wird wie folgt erläutert, wobei auf die Fig. 1 und 2 nur so weit eingegangen wird, als zum Verständnis der Erfindung notwendig ist. Es sei davon ausgegangen, daß die hydraulische Steuereinrichtung 10 in einer Ziehpresse eingesetzt ist, bei der von einem vollen Maschinentakt nacheinander die verschiedenen Funktionen Eilvorschub abwärts, Pressen, Schalten von Wegeventil nach dem Preßvorgang, Eilrücklauf und der Ölaustausch betrachtet werden sollen.

Beim normalen Betrieb der Ziehpresse mit ständig auf und ab bewegter Kolbenstange 13 ist bei beginnendem Eilvorschub abwärts davon auszugehen, daß durch die vorhergehenden Funktionsabläufe bzw. beim Einschalten der Ziehpresse durch besondere Einschaltvorgänge die Ringleitung 35 des zweiten geschlossenen, hydraulischen Kreises unter einem relativ hohen Systemdruck vorgespannt ist, der z.B. in der Größenordnung um 250 bar liegen kann. Dabei ist der obere Kolbenraum 22 im Preßzylinder 12 über die erste Hauptleitung 37, das in seiner ersten Schaltstellung 39 befindliche 4/2-Wegeventil 36 und die zweite Hauptleitung 38 mit dem unteren Kolbenraum 23 verbunden. Der Systemdruck in diesem geschlossenen Kreis 35 wird dabei

vom verstellbaren Druckbegrenzungsventil 48 begrenzt. Bei einer Abwärtsbewegung der Kolbenstange 13 wird somit im Preßzylinder 12 lediglich vorgespanntes Öl umgewälzt. Da seine beiden Kolbenflächen 17, 18 gleich groß sind, wird keine wesentliche Kraft auf den Preßzylinder 12 ausgeübt. Bei Vorschub abwärts werden von der elektronischen Steuereinrichtung 97 die beiden reversierbaren, als Tandempumpen ausgebildeten Radialkolbenpumpen 25, 26 so angesteuert, daß sie an ihren ersten Arbeitsanschlüssen 28, 29 Druck aufbauen und somit über die erste Arbeitsleitung 31 Drucköl in die obere Zylinderkammer 19 des Eilgangzylinders 11 strömt. Gleichzeitig wird von den Regelpumpen 25, 26 das aus der unteren Zylinderkammer 21 verdrängte Öl über die zweite Arbeitsleitung 33 mit der in Offenstellung befindlichen Ventilvorrichtung 95 und dem in Ausgangsstellung 89 befindlichen zweiten Drosselventil 87 angesaugt. Dabei ist die erste Ventilpatrone 59 angesteuert, so daß über die Zweigleitung 58 ohne weiteres Druckmittel auch auf die Saugseite 61 der zweiten Radialkolbenpumpe 26 strömen kann. Bei Eilvorschub abwärts wirken das Eigengewicht des Werkzeugs und der Kolben mit der Kolbenstange 13 unterstützend mit, so daß die Regelpumpen 25, 26 lediglich einen relativ niedrigen Arbeitsdruck von z.B. ca. 10 bis 20 bar erzeugen müssen.

Eilgangzylinder 11 sowie Preßzylinder 12 werden somit beide in geschlossenen hydraulischen Kreisen 34 bzw. 35 betrieben, wobei die Regelpumpe 24 zusätzlich die Funktion eines Stellgliedes übernimmt, so daß ein zusätzliches Richtungssteuerventil und damit verbundene Verluste entfallen. Die als Stellglied verwendete Regelpumpe 24 ist dabei aus zwei Pumpen in Tandemausführung gebildet, die durch angebaute, vorsteuernde Regelventile und unterlagerte elektrohydraulische Regelkreise 101, 102 hochdynamisch sind und dadurch äußerst kurze Verstellzeiten erreichen, die in einem Bereich unterhalb von 100 ms, insbesondere unter 50 ms liegen. Auch beim Eilgangzylinder sind die Kolbenflächen 15, 16 gleich groß, so daß die Regelpumpe 24 beim Eilvorschub abwärts das aus der unteren Zylinderkammer 21 angesaugte Öl verdichtet und in die obere Zylinderkammer 19 fördert.

Abhängig von den Signalen des ersten Weggebers 56 kann kurz vor Erreichen des Werkzeugschlusses der Eilvorschub abwärts abgebremst und auf die Funktion Pressen umgeschaltet werden. Das Einleiten des Preßvorganges geschieht durch Entspannen des Kompressionsvolumens im unteren Kolbenraum 23 des Preßzylinders 12. Zu diesem Zweck wird von der elektronischen Steuereinrichtung 97 das proportional arbeitende Druckbegrenzungsventil 48 angesteuert, so daß jeder gewünschte Dekompressionsverlauf erzielt werden kann. Mit dem kontrollierten Druckabbau im unteren Kolbenraum 23 erfolgt die erste Phase des Preßkraftaufbaus, da der Kolben im Preßzylinder 12 durch den einseitigen Druckabbau nicht mehr kraftausgeglichen ist. Der Dekompressionsvorgang eignet sich für schnelle Bewegungsabläufe und ist zeitlich nur dadurch begrenzt, daß bei zu schneller Entspannung Schaltschläge auftreten können. In der ersten Phase ist somit der Preßkraftaufbau vom Förderstrom der Regelpumpe 24 unabhängig. Etwa gleichzeitig wie das Druckregelventil 48 steuert die elektronische Steuereinrichtung 97 auch das 4/2-Wegeventil 36 an, um es aus seiner ersten Schaltstellung 39 in die Kreuzstellung 47 zu versetzen. In dieser Kreuzstellung 47 kann dabei beim Dekompressionsvorgang aus dem unteren Kolbenraum 23 abströmendes

Druckmittel über die zweite Hauptleitung 38, das Ventil 36 und die erste Hilfsleitung 45 zur zweiten Arbeitsleitung 33 und somit auf die Saugseite 32, 61 der Regelpumpe 24 gelangen. Damit können Energieverluste in der Dekompressionsphase weiter verringert werden. In der Kreuzstellung 47 des Wegeventils 36 wird der obere Kolbenraum 22 des Preßzylinders 12 parallel zur oberen Zylinderkammer 19 im Eilgangzylinder 11 an die Druckseite 28, 29 der Regelpumpe 24 angeschlossen. Die Ölkompensation auf maximalen Preßdruck beginnt nach dem Umschalten des Wegeventils 36 ab dem noch in der oberen Zylinderkammer 19 bzw. dem oberen Kolbenraum 22 befindlichen Druckpunkt. Der Druckanstieg vollzieht sich somit in kürzerer Zeit, da die Kompression zum maximalen Preßdruck nicht von einem Druckniveau Null ausgehen muß. Der maximale Preßdruck, der noch um einiges höher liegt als der vorgespannte Systemdruck und in einem Bereich um z. B. 280 bar liegen kann, wird somit über möglichst kurze Druckaufbauphasen erreicht, so daß die Verlustenergie gering und andererseits der Wirkungsgrad hochgehalten wird.

Wie die Fig. 3 näher zeigt, in der der Durchfluß Q in Abhängigkeit vom Druck p aufgezeigt ist, verarbeitet die elektronische Steuereinrichtung 97 die Signale des ersten Druckgebers 52 derart, daß beim Pressen die Regelpumpe 24 nach einer hyperbolischen Leistungsbegrenzungskurve 103 geregelt werden kann. Als Maß für den Durchfluß Q wird dabei die Lage des Hubrings in den Radialkolbenpumpen 25, 26 benutzt.

Beim Pressen arbeitet somit der Eilgangzylinder 11 zusammen mit der Regelpumpe 24 in dem geschlossenen, ersten hydraulischen Kreis 34. Beim Preßzylinder 12 wird dagegen während der Dekompressionsphase über das erste Druckbegrenzungsventil 48 Öl zum Tank 51 abgeführt, das in dem ansonsten geschlossenen, zweiten hydraulischen Kreis 35 fehlt. Der Regelpumpe 24 wird daher auf seiner Saugseite 32, 61 über die Speiseleitung 69 und das Rückschlagventil 67 bei Bedarf kühles, frisches Öl aus dem Tank 51 zugeführt. Diese Frischölauführung wirkt zugleich einer Temperatursteigerung in den geschlossenen hydraulischen Kreisen entgegen.

Gleichzeitig mit der Abwärtsbewegung der Kolbenstangen 13 im Preßzylinder 12 wird beim Vorgang Pressen der Ziehkissenzylinder 14 durch den Preßzylinder 12 betätigt. Dabei wird dessen Kolbenstange eingeschoben gegen einen am zweiten Druckbegrenzungsventil 65 eingestellten Druck, wobei bei nichtbetätigtem Steuer-ventil 64 in an sich bekannter Weise eine Einspeiseschaltung wirksam wird, bei der überflüssiges Öl aus dem Ziehkissenzylinder 14 über die Rücklaufleitung 49 zum Tank 51 abgeführt wird.

Nach beendetem Preßvorgang und damit stillstehen der Kolbenstange 13 wird das 4/2-Wegeventil 36 von seiner beim Pressen wirksamen Kreuzstellung 47 wieder zurückgeschaltet in seine erste Schaltstellung 39. Dies kann jedoch erst erfolgen, nach dem mit dem ersten Druckbegrenzungsventil 48 der Druck im unteren Kolbenraum 23 des Preßzylinders 12 wieder auf einen relativ hohen Druck, nämlich den Systemdruck hochgefahren ist und damit die Entlastung zum Tank 51 abgesperrt. In der ersten Schaltstellung 39 des Wegeventils 36 werden die beiden Hauptleitungen 37, 38 miteinander verbunden, so daß sich der maximale Preßdruck im oberen Kolbenraum 22 über die Ringleitung 35 zum unteren Kolbenraum 23 hin ausgleicht. Bei diesem Dekompressionsvorgang wird der maximale Preßdruck auf einen Systemdruck von z. B. 250 bar in der Ringleitung 35 abgebaut. Der Preßzylinder 12 ist dabei kraftausgegli-

chen, da seine Kolbenflächen 17, 18 gleich groß sind. Durch den im geschlossenen Kreis 35 aufrechterhaltenen Systemdruck entfällt eine Dekompressionsphase, so daß hierbei Energieverluste verringert werden und auch eine Zeitersparnis erzielt wird. Da bei diesem Umschalten des Wegeventils 36 die erste Arbeitsleitung 31 zum Eilgangzylinder 11 von der Ringleitung 35 getrennt wird, wird in der oberen Zylinderkammer 19 bei diesem Vorgang noch der maximale Preßdruck aufrechterhalten. Dieser Umschaltvorgang stellt sich in Fig. 3 durch einen Punkt 104 auf der p -Achse ($Q = 0$) dar, bei dem keine Druckmittelmengen zu den Zylindern 11, 12 strömt. Das elektrohydraulisch vorgesteuerte Wegeventil 36 wird bei diesen Umschaltvorgängen mit Steueröl aus dem Steuerkreis 92 versorgt.

Anschließend an das Umschalten des Wegeventils 36 nach dem durchgeführten Preßvorgang erfolgt der Vorgang Eilrücklauf. Dazu werden die Förderströme der Regelpumpe 24 umgekehrt und zudem aufgeteilt, so daß die erste Radialkolbenpumpe 25 zum Eilgangzylinder 11 fördert, während der Ölstrom der zweiten Radialkolbenpumpe 26 zur Steuerung des Ziehkissenzylinders 14 benutzt wird. Während des Eilrücklaufs, wenn also die Kolbenstange 13 im Eilgangzylinder 11 aus ihrer unteren Endstellung wieder nach oben fährt und zugleich auch im Ziehkissenzylinder 14 die Kolbenstange ausgefahren wird, bleibt die hydraulische Vorspannung im geschlossenen Kreis 35 des Preßzylinders 12 aufrechterhalten. Beim Eilrücklauf wird das anfangs in der oberen Zylinderkammer 19 des Eilgangzylinders 11 und in der ersten Arbeitsleitung 31 vorhandene Drucköl mit dem Ändern der Förderrichtung der Regelpumpe 24 durch die beiden Radialkolbenpumpen 25, 26 hindurch in die untere Zylinderkammer 21 bzw. zum Ziehkissenzylinder 14 hin dekomprimiert. Die Radialkolbenpumpe 25 arbeitet somit als Stellglied im ersten geschlossenen hydraulischen Kreis 34, so daß vorhandene Druckenergien im Druckmittel weitgehend ausgenutzt werden. Durch die hochdynamisch arbeitenden Radialkolbenpumpen 25, 26 mit Stellzeiten von weniger als 50 ms können dadurch Umsteuer- und Regelvorgänge gefahren werden, so daß auf mit Drosselverlusten behaftete Umsteuervorgänge mit Servoventilen verzichtet werden kann. Die elektronische Steuereinrichtung 97 kann dabei abhängig von den Signalen des ersten Weggebers 56 den Eilrücklauf nach Lage und Geschwindigkeit genau und schnell regeln. Zudem ist beim Eilrücklauf die Radialkolbenpumpe 26 von der elektronischen Steuereinrichtung 97 getrennt ansteuerbar, so daß auch der Bewegungsverlauf der ausfahrenden Kolbenstange im Ziehkissenzylinder 14 mit Hilfe des zweiten Weggebers 57 feinfühlig regelbar ist. Während beim Eilrücklauf sich in der oberen Zylinderkammer 19 und damit in der ersten Arbeitsleitung 31 ein relativ niedriger Druck von z. B. ca. 20 bar einstellt, genügt für die Aufrechterhaltung der Aufwärtsbewegung der Kolbenstange 13 ein Druck in der zweiten Arbeitsleitung 33, der wesentlich niedriger ist als der in der Ringleitung 35 herrschende Systemdruck und der z. B. ca. 1/3 des maximalen Preßdruckes ausmachen kann. Das vorgespannte Druckmittel im zweiten geschlossenen Kreis 35 des Preßzylinders 12 wird beim Eilrücklauf lediglich umgewälzt.

Für die Steuerung des Ziehkissenzylinders 14 während des Eilrücklaufs wird mit Hilfe des 4/2-Vorsteuer-ventils 66 die erste Ventilpatrone 59 zugesteuert, so daß die Zweigleitung 58 zwischen den nunmehr druckseitigen Anschlüssen 32, 61 beider Pumpen blockiert ist. Gleichzeitig wird die zweite Ventilpatrone 63 aufge-

steuert, so daß Druckmittel über die Zulaufleitung 62 und das in seine rechte Schaltstellung geschaltete Steuerventil 64 zum Ziehkissenzylinder 14 strömen kann, dessen Kolben nach Art einer Tauchkolbenschialtung betrieben wird und dadurch ausfährt. Bei Bedarf kann dabei von den Pumpen 25, 26 über das Rückschlagventil 68 Öl nachgesaugt werden.

Am Ende des Eilrücklaufs mit in ihrer oberen Endstellung befindlichen Zylindern 11, 12, 14 kann der nächste Arbeitstakt mit dem Vorgang Eilvorschub abwärts begonnen werden, wozu die elektronische Steuereinrichtung 97 wiederum die als Stellglieder arbeitenden Regelpumpen 25, 26 in ihrer Strömungsrichtung umkehrt. Zugleich wird auch die Steuerung des Ziehkissenzylinders 14 beendet bzw. umgeschaltet, so daß die zweite Ventilpatrone 63 schließt, während die erste Ventilpatrone 59 öffnet. Das in der anderen Zylinderkammer 21 des Eilgangzylinders 11 befindliche, vorgespannte Drucköl wird anfangs über die saugseitigen Arbeitsanschlüsse 32, 61 der Regelpumpe 24 dekomprimiert. Auf diese Weise lassen sich bei geringen Energieverlusten kurze Druckaufbauphasen erreichen, so daß die hydraulische Steuereinrichtung 10 hohe Taktzahlen der Presse begünstigt.

Da in geschlossenen hydraulischen Kreisen durch Reibung, Drosselung usw. auftretende Energieverluste nie ganz vermieden werden können, ist es gerade bei hochdynamischen geschlossenen Kreisläufen wichtig, die auftretende Verlustwärme aus dem Kreis entsprechend abzuführen. Dabei muß dies so geschehen, daß während der einzelnen Arbeitszyklen keine instabilen Zustände auftreten. Bei der hydraulischen Steuereinrichtung 10 wird nun der Ölaustausch zum Abführen der Verlustwärme so vorgenommen, daß er nur bei einer Abwärtsbewegung der Kolbenstange 13, bezogen auf Fig. 1, durchführbar ist. Zu diesem Zweck werden die beiden vorgesteuerten, stufenlos verstellbaren Drosselventile 75, 87 benutzt, mit deren Hilfe kühleres Frischöl aus dem Tank 51 in die beiden geschlossenen Kreise 34, 35 einführbar und erhitztes Öl aus ihnen zum Tank abführbar ist.

Zum Ölaustausch im zweiten Kreis 35 des Preßzylinders 12 wird das erste Drosselventil 75 aus seiner gezeichneten Grundstellung 85 in Richtung seiner Drosselstellung 86 aufgesteuert, so daß von der Füllpumpe 71 und von dem Hydrospeicher 72 kommendes Frischöl über die Versorgungsleitung 81 und die Fülleleitung 84 in die erste Hauptleitung 37 gelangen kann; während gleichzeitig aus der zweiten Hauptleitung 38 erwärmtes Altöl über die Abführleitung 83 und die Tankleitung 82 zum Tank 51 zurückströmt. Während dieses Vorgangs bleibt das 4/2-Wegeventil 36 in seiner ersten Schaltstellung 39, so daß die beiden Hauptleitungen 37, 38 miteinander in Verbindung bleiben. Die Menge des in den Regelkreis 35 eingeführten Frischöls und damit auch die Menge des abzuführenden Altöls wird durch das Maß der Drosselung bestimmt, das mit dem ersten Drosselventil 75 stufenlos einstellbar ist.

Zum Ölaustausch im geschlossenen Kreis 34 des Eilgangzylinders 11 wird das zweite Drosselventil 87 aus seiner gezeichneten Ausgangsstellung 89 in Richtung seiner Drosselstellung 91 verstellt, so daß die Verbindung beider Abschnitte in der zweiten Arbeitsleitung 33 mehr oder weniger stark angedrosselt bzw. ganz unterbrochen wird, während gleichzeitig die Verbindung von der unteren Zylinderkammer 21 zur Rücklaufleitung 49 in entsprechend umgekehrter Weise aufgesteuert wird. Abhängig von der Stellung des zweiten Drosselventils

87 wird daher aus der unteren Zylinderkammer 21 verdrängtes, erwärmtes Druckmittel über die Rücklaufleitung 49 zum Tank 51 abgeführt, während gleichzeitig kühleres Druckmittel von der Füllpumpe 71 über die Saugleitung 69 und das Rückschlagventil 67 auf die saugseitigen Arbeitsanschlüsse 32, 61 beider Radialkolbenpumpen 25 bzw. 26 zugeführt wird. Dieser Ölaustausch kann von der elektronischen Steuereinrichtung 97 in beiden Kreisen 34, 35 getrennt oder gemeinsam durchgeführt werden, wobei die Signale der Temperaturegeber 54, 55 verarbeitet werden. Damit ist die Temperatur in den geschlossenen Kreisläufen 34, 35 nach Werten und Verlauf einstellbar.

Wie der in Fig. 2 stark vereinfacht dargestellte elektrohydraulische Regelkreis 96 zeigt, werden durch die elektronische Steuereinrichtung 97 alle Regelventile für die Verstellung der Radialkolbenpumpen 25, 26, alle Druck- und Stromproportionalventile sowie nahezu alle Schaltventile angesteuert, wozu zusätzliche Steuerausgänge 105 vorgesehen sind. Die Signale von Weggebern 56, 57; Druckgeber 52 und Temperaturegeber 54 als Istwerte werden in der elektronischen Steuereinrichtung 97 verglichen mit den programmierten Sollwerten und zur Bestimmung der Ausgangs-, Regel- und Steuersignale an die elektrischen Stellglieder verwendet, so daß sowohl Positionen, Geschwindigkeiten, Drucke, Druckverläufe wie auch Öltemperaturen steuer- bzw. regelbar sind. Zur Eingabe von Sollwerten und anderen Signalen für die allgemeine Maschinensteuerung weist das elektronische Steuergerät 99 Eingänge 106 auf. Die elektronische Steuereinrichtung 97 holt sich über den Datenbus 98 die benötigten Werte und erlaubt eine komplette Steuerung bzw. Regelung der hydraulischen Steuereinrichtung 10, wobei durch Einsatz komplexer Regelstrategien zusammen mit Abtastzeiten im Regler von wenigen ms ermöglicht wird, daß eine hohe Genauigkeit der zu regelnden Größen erreicht wird.

Mit vorliegender hydraulischer Steuereinrichtung 10 lassen sich so in vorteilhafter Weise hohe Zykluszahlen erreichen, da notwendige Druckaufbau- und Druckabbauphasen möglichst klein und kurz gehalten werden. Durch das Betreiben hochdynamischer, reversierbarer Regelpumpen in geschlossenen hydraulischen Kreisen wird nicht nur ein hoher Wirkungsgrad erreicht, sondern auch ein weiches Umsteuern der Zylinder 11, 12 erreicht und eine verzögerungsfreie Bewegungsumkehr ermöglicht. Der Beschleunigungsdruck muß nicht mehr vor Bewegungsbeginn durch Ölkompensation aufgebaut werden, sondern entsteht sofort beim Wechseln der Pumpenförderrichtung durch das bereits auf der Pumpenzulaufseite komprimierte Öl, das zum Zylinder gefördert wird.

Durch das Betreiben der Steuereinrichtung 10 in einem elektrohydraulischen Regelkreis 96 läßt sich eine hohe Regelgüte und eine gute Dynamik der Zylinderantriebe erreichen, wobei neben dem Regeln unterschiedlicher Parameter auch eine Darstellung der hyperbolischen Leistungsbegrenzungskurve 103, der feinfühligsten Dekompression und auch weiterer Funktionen möglich ist. Die hydraulische Steuereinrichtung 10 ist daher nicht zur Anwendung auf eine Ziehpresse begrenzt, sondern auch bei anderen Pressensteuerungen vorteilhaft anwendbar. Auch ist die kombinierte Anordnung von Eilgangzylinder und Preßzylinder mit durchgehender Kolbenstange 13 nur beispielhaft angegeben und kann auch durch gleichwirkende Zylinderantriebe ersetzt werden, indem z.B. beide Zylinder 11, 12 getrennt voneinander angeordnet werden und mechanisch miteinander ge-

koppelt sind. Auch kann es abhängig vom Anwendungsfall zweckmäßig sein, anstelle der verwendeten Tandempumpe eine einzige, reversierbare, hochdynamische Regelpumpe zu verwenden, wobei die Bauart nicht auf eine Radialkolbenpumpe begrenzt bleiben muß.

Patentansprüche

1. Hydraulische Steuereinrichtung für eine Presse, die einen Eilgangzylinder und einen mit diesem gekoppelten Preßzylinder aufweist, von denen beide Seiten des Preßzylinders über ein Wegeventil in einen geschlossenen hydraulischen Kreis schaltbar sind, der bei einem vor dem eigentlichen Pressen stattfindenden Eilvorschub abwärts auf einen Systemdruck vorspannbar ist und mit einer zum Eilgangzylinder führenden Arbeitsleitung, über die Druckmittel von einer Druckmittelquelle mit Hilfe von Stellmitteln zum Eilgangzylinder steuerbar ist, wobei der Eilgangzylinder eine kleinere Kolbenfläche als der Preßzylinder aufweist, dadurch gekennzeichnet, daß der Eilgangzylinder (11) und der Preßzylinder (12) jeweils zwei gleich große Kolbenflächen (15, 16; 17, 18) aufweisen und der Eilgangzylinder (11) in einem geschlossenen hydraulischen Kreis (34) arbeitet und daß als Stellmittel zur Steuerung der Richtung beider Zylinder (11, 12) in den geschlossenen Kreisen (34, 35) eine hochdynamische, reversierbare Regelpumpe (24) angeordnet ist.
2. Hydraulische Steuereinrichtung nach Anspruch 1, dadurch gekennzeichnet, daß die hochdynamische Regelpumpe (24) in einen elektrohydraulischen Regelkreis (96) geschaltet ist, dem als Istwert wenigstens die Signale eines mit einem der Zylinder (11, 12) verbundenen Weggebers (56) sowie insbesondere die Signale eines mit einem hydraulischen, geschlossenen Kreis (34) verbundenen, elektrohydraulischen Druckgebers (52) eingegeben werden.
3. Hydraulische Steuereinrichtung nach Anspruch 1 oder 2, dadurch gekennzeichnet, daß als Regelpumpe eine Tandempumpe (25, 26) vorgesehen ist, von denen eine zur Druckmittelversorgung eines hydraulischen Kreises (62, 64) für einen Ziehkissenzylinder (14) an letzteren anschließbar ist.
4. Hydraulische Steuereinrichtung nach einem oder mehreren der Ansprüche 1 bis 3, dadurch gekennzeichnet, daß der geschlossene hydraulische Kreis (35) des Preßzylinders (12) ohne Zwischenschaltung eines Energiespeichers ausgebildet ist.
5. Hydraulische Steuereinrichtung nach einem oder mehreren der Ansprüche 1 bis 4, bei welcher der obere Kolbenraum und der untere Kolbenraum im Preßzylinder über eine Ringleitung miteinander verbunden sind, in die das eine 4Wege-2Stellungsfunktion aufweisende Wegeventil geschaltet ist, dadurch gekennzeichnet, daß das Wegeventil (36) in seiner anderen, die Ringleitung (35) unterbrechenden Schaltstellung (47) den Preßzylinder (12) bei gleichem Wirkungssinn wie der Eilgangzylinder (11) parallel zum Eilgangzylinder (11) an die Regelpumpe (24) anschließt.
6. Hydraulische Steuereinrichtung nach Anspruch 5, dadurch gekennzeichnet, daß ein dritter Anschluß (43) des Wegeventils (36) mit einer ersten Arbeitsleitung (31) verbunden ist, die von einem ersten Arbeitsanschluß (28) der Regelpumpe (24) zur oberen Zylinderkammer (19) des Eilgangzylinder-

ders (11) führt, während ein erster Anschluß (41) des Wegeventils (36) mit einer zweiten Arbeitsleitung (33) Verbindung hat, die von der unteren Zylinderkammer (21) des Eilgangzylinders (11) zu einem zweiten Arbeitsanschluß (32) der Regelpumpe (24) führt, daß das Wegeventil (36) in der die Ringleitung (35) über seine beiden anderen Anschlüsse (42, 44) öffnenden ersten Schaltstellung (39) den ersten und dritten Anschluß (41, 43) blockiert und in der anderen, die Ringleitung (35) unterbrechenden Schaltstellung (47) den ersten Arbeitsanschluß (28) der Regelpumpe (24) mit dem oberen Kolbenraum (22) des Preßzylinders (12) verbindet, während dessen unterer Kolbenraum (23) mit dem zweiten Arbeitsanschluß (32) der Regelpumpe (24) Verbindung hat und daß der untere Kolbenraum (23) des Preßzylinders (12) durch ein insbesondere elektrohydraulisch vorgesteuertes Proportional-Druckbegrenzungsventil (48) zum Tank (51) hin abgesichert ist.

7. Hydraulische Steuereinrichtung nach einem oder mehreren der Ansprüche 3 bis 6, dadurch gekennzeichnet, daß die Tandempumpe (24) aus einer ersten und zweiten Pumpe (25, 26) besteht, von denen der zweite Arbeitsanschluß (61) der zweiten Pumpe (26) über eine Zweigleitung (58) an die zweite Arbeitsleitung (33) angeschlossen ist und daß die Zweigleitung (58) über ein hydraulisch vorgesteuertes Ventil (59, 66) geführt ist, das bei einer Lage der zweiten Arbeitsanschlüsse (32, 61) auf der Saugseite diese beiden (32, 61) miteinander verbindet, während bei ihrer Lage auf der Druckseite die zweite Pumpe (26) von der ersten Pumpe (25) durch das Ventil (59) getrennt ist und mit einem Steuer Ventil (64) für die Betätigung des Ziehkissenzylinders (14) in Verbindung steht.

8. Hydraulische Steuereinrichtung nach einem der Ansprüche 3 bis 7, dadurch gekennzeichnet, daß die Tandempumpe (24) zwei vorzugsweise gleich große Pumpen (25, 26) aufweist, die insbesondere gemeinsam oder getrennt ansteuerbar sind.

9. Hydraulische Steuereinrichtung nach einem der Ansprüche 1 bis 8, dadurch gekennzeichnet, daß die Regelpumpe eine Radialkolbenpumpe (25, 26) ist, deren Hubringstellung gemessen und in einem unterlagerten elektrohydraulischen Regelkreis (101, 102) verarbeitet wird, so daß eine hochdynamische Regelpumpe mit Stellzeiten insbesondere unter 100 ms erreicht wird.

10. Hydraulische Steuereinrichtung nach einem oder mehreren der Ansprüche 1 bis 9, dadurch gekennzeichnet, daß ein erstes Proportional-Drosselventil (75) vorgesehen ist, mit dem von einer zweiten Druckmittelquelle (71, 72) Druckmittel in einen Teil (37) der ersten Ringleitung (35) einführbar und aus deren anderen Teil (38) abführbar ist.

11. Hydraulische Steuereinrichtung nach Anspruch 10, dadurch gekennzeichnet, daß ein zweites Proportional-Drosselventil (87) in die zweite Arbeitsleitung (33) zwischen unterer Zylinderkammer (21) des Eilgangzylinders (11) und die Regelpumpe (24) geschaltet ist, wodurch die untere Kammer (21) zum Tank (51) entlastbar ist und daß die zweite Arbeitsleitung (33) im Bereich zwischen zweitem Drosselventil (87) und Regelpumpe (24) über eine Speiseleitung (69) mit der zweiten Druckmittelquelle (71, 72) in Verbindung steht.

12. Hydraulische Steuereinrichtung nach Anspruch

10 oder 11, dadurch gekennzeichnet, daß das erste Drosselventil (75) als stetig arbeitendes 4Wege-Ventil ausgebildet ist, das in einer Grundstellung (85) seine vier Anschlüsse (76 bis 79) blockiert und in seiner Drosselendstellung (86) die zweite Druckmittelquelle (71) mit dem zum oberen Kolbenraum (22) führenden Teil (37) der ersten Ringleitung (35) verbindet, während der vom unteren Kolbenraum (23) kommende Teil (38) der Ringleitung (35) mit dem Tank (51) Verbindung hat.

13. Hydraulische Steuervorrichtung nach Anspruch 11, dadurch gekennzeichnet, daß das zweite Drosselventil (87) als stetig arbeitendes 3Wege-Ventil ausgebildet ist, das in seiner federzentrierten Ausgangsstellung (89) die erste Arbeitsleitung (33) offen hält und den zum Tank (51) entlasteten Anschluß blockiert, während es in seiner Drosselendstellung (91) den Anschluß zur Regelpumpe (24) blockiert und die untere Zylinderkammer (21) des Eilgangzylinders (11) zum Tank (51) entlastet.

14. Hydraulische Steuervorrichtung nach einem oder mehreren der Ansprüche 10 bis 13, dadurch gekennzeichnet, daß das erste Drosselventil (75) und die Speiseleitung (69) parallel an die zweite Druckmittelquelle (71, 72) angeschlossen sind und insbesondere jeweils durch zum Drosselventil (75) bzw. zur Regelpumpe (24) hin öffnende Rückschlagventile (80, 67, 68) abgesichert sind.

15. Hydraulische Steuervorrichtung nach einem oder mehreren der Ansprüche 1 bis 14, dadurch gekennzeichnet, daß in beiden, dem Eilgangzylinder (11) und dem Preßzylinder (12) zugeordneten Druckmittel-Arbeitskreisen (34, 35) jeweils ein Temperatursensor (54, 55) angeordnet ist, deren Signale eine Ölaustausch-Phase beeinflussen.

16. Hydraulische Steuereinrichtung nach einem der Ansprüche 1 bis 15, dadurch gekennzeichnet, daß die geschlossenen hydraulischen Kreise (34, 35) mit den zugehörigen Verbindungen zu den hydraulischen Steuerelementen (36, 75, 87, 59, 63) in einem Maschinenblock für Einbau-Ventiltechnik angeordnet sind.

17. Hydraulische Steuereinrichtung nach einem der Ansprüche 2 bis 16, dadurch gekennzeichnet, daß eine die Istwerte von Weg-, Druck- und Temperatur-Geber (57, 56, 55, 54, 53, 52) verarbeitende elektronische Steuereinrichtung (97) vorgesehen ist, über welche die beiden reversierbaren Regelpumpen (25, 26) getrennt ansteuerbar sind.

3734329

1/2

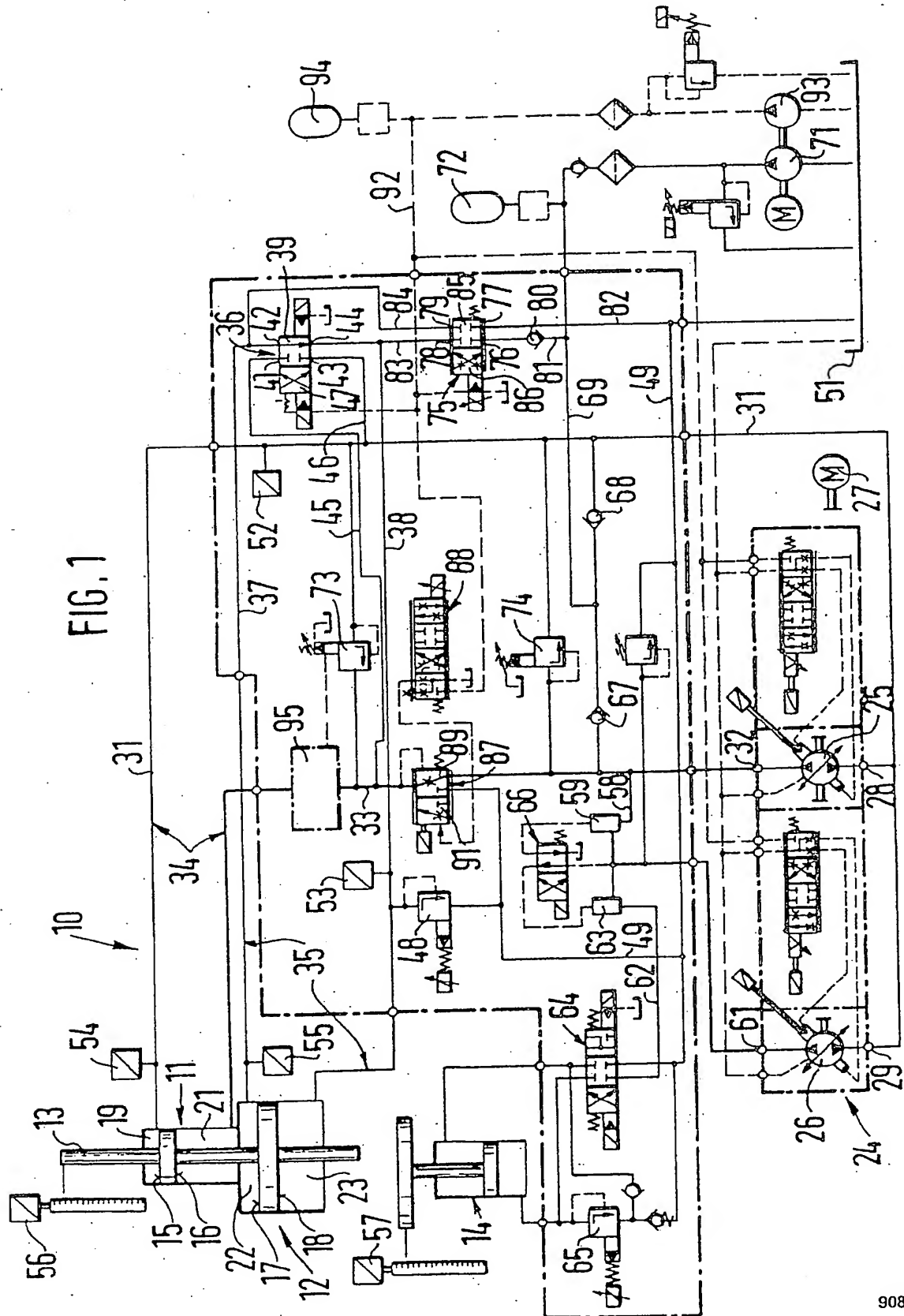


FIG. 2

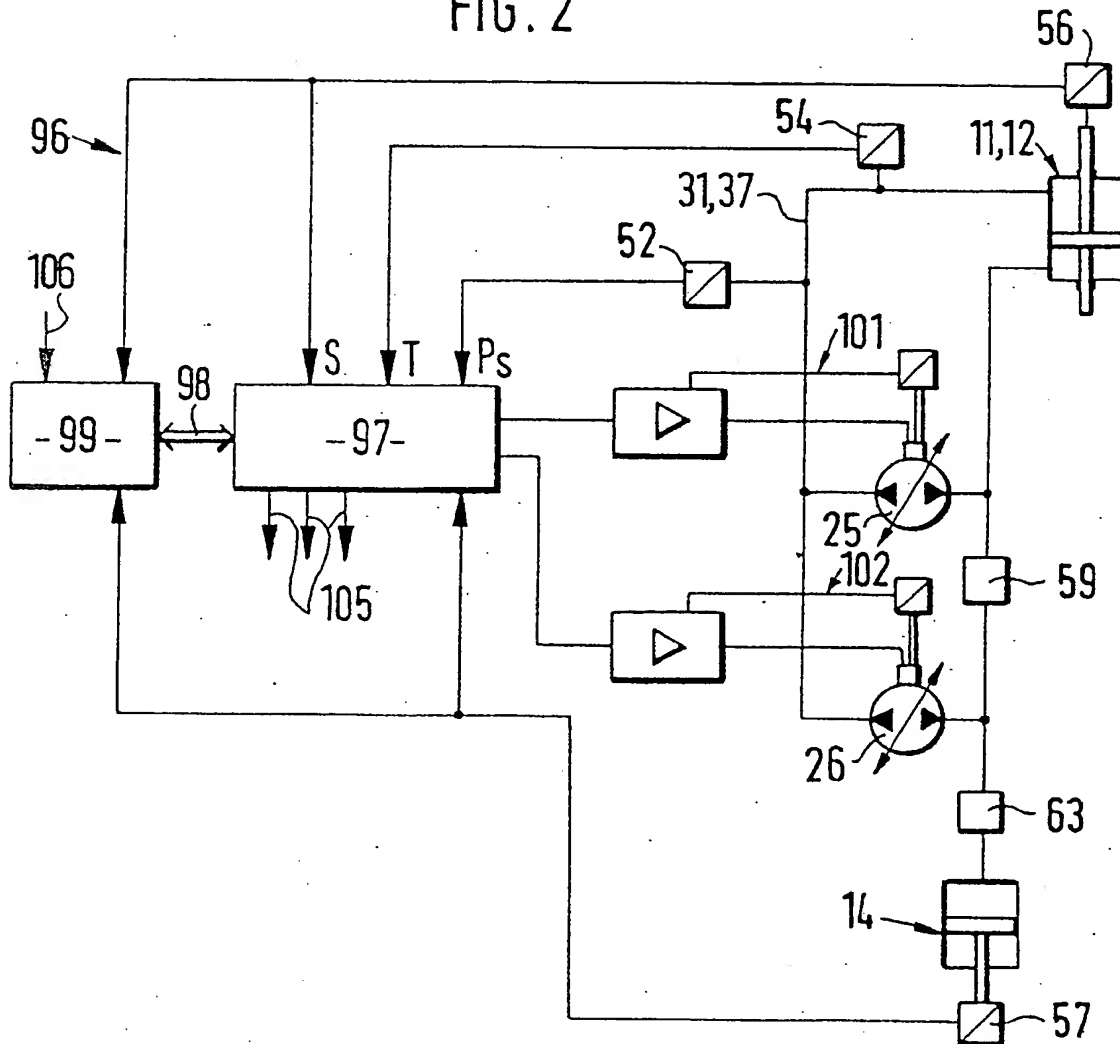


FIG. 3

